轧机主传动系统扭振响应数值模拟及结构失效研究

高崇一[1],李建雄[2],魏云平[1]

(1. 唐山学院河北省智能装备数字化设计及过程仿真重点实验室,063000 唐山;
2. 燕山大学河北省工业计算机控制工程重点实验室,066004 秦皇岛)

摘　要: 轧机主传动系统是轧制过程中传递运动和力矩的主要装置,其扭转振动(扭振)是影响钢铁生产质量并导致关键零部件异常破坏的重要原因之一。基于 ANSYS 有限元软件,针对轧机主传动扭振系统进行数值模拟及结构失效分析。首先,对轧机主传动系统进行模态分析,获得扭振系统固有属性关系;然后,通过谐响应分析得出不同位置零部件的频域响应曲线;最后,对易损部位关键零部件进行结构失效原因分析,将数值计算结果与实际情况相结合,以验证分析结果的准确性与可靠性。研究结果可为轧机主传动扭振系统中零部件结构优化和进一步动态控制策略的制定提供重要理论参考。

关键词: 扭振系统;万向节;模态分析;谐响应分析;叉头

中图分类号: TH113;O342　　**文献标志码:** A

Numerical simulation on torsional vibration response of main drive system of rolling mill and structural failure analysis

GAO Chongyi[1], LI Jianxiong[2], WEI Yunping[1]

(1. Key Laboratory of Intelligent Equipment Digital Design and Process Simulation of Hebei Province, Tangshan University, 063000 Tangshan, China; 2. Key Laboratory of Industrial Computer Control Engineering of Hebei Province, Yanshan University, 066004 Qinhuangdao, China)

Abstract: The main drive system of rolling mill is the main device of transmitting motion and torque, and the torsional vibration is one of the important factors that affect the quality of steel production and lead to abnormal damage of key parts. Based on ANSYS software, the numerical simulation of main drive torsional vibration system and structural failure analysis are carried out. First, the modal analysis of main drive system is made, and the inherent attribute of torsional vibration system is obtained. Next, the harmonic response dynamics of main drive system is analyzed, and the frequency response curves of the key parts in different positions are shown. Finally, the structural failure cause of damageable parts is analyzed, the numerical results are combined with the actual situation to verify the accuracy and reliability of the analy-

收稿日期: 2020-08-18　　**修回日期:** 2022-01-04

基金项目: 河北省自然科学基金资助项目(No. E2017203115, F2019203090);河北省高等学校青年拔尖人才计划项目(No. BJ2019209);唐山学院博士创新计划项目(No. tsxybc201908)

通信作者: 李建雄,副教授。E-mail:jxli@ysu.edu.cn

引用格式: 高崇一,李建雄,魏云平. 轧机主传动系统扭振响应数值模拟及结构失效研究[J]. 应用力学学报,2022,39(2):268-273.
GAO Chongyi, LI Jianxiong, WEI Yunping. Numerical simulation on torsional vibration response of main drive system of rolling mill and structural failure analysis[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2022,39(2):268-273.

sis results. The results may provide an important theoretical reference to optimize the key parts of main drive system and to further formulate dynamic control strategy.

Key words: torsional vibration system; universal joint; modal analysis; harmonic response analysis; fork head

主传动系统是轧钢机中传递运动和力矩的重要装置,在轧制生产过程中常常伴随扭振发生,其现象异常复杂,严重时导致系统中零部件瞬间破坏,影响企业正常生产,造成重大经济损失[1-3]。因此,轧机主传动扭振系统的动力学分析对钢铁行业的进步和发展具有极其重要的意义。

针对轧机主传动系统振动领域的研究一直是国内外学者广泛讨论的焦点。其中,扭转振动是主传动系统最常见的振动形式之一,也是导致关键零部件异常破坏的原因之一[4]。文献[5]考虑参数激励刚度和非线性摩擦阻尼的轧机主传动扭振系统,采用多尺度方法对系统幅频特性和分岔响应进行分析。文献[6]对轧机主传动系统的稳定性和稳态响应进行了数值研究,并采用主动控制方法对参数激励下的非线性动力系统的扭转振动进行了控制。文献[7]基于数值模拟与有限元分析方法,对堆钢冲击的4种工况下轧机主传动系统的动态特性进行对比分析。文献[8-10]将电磁力矩与轧制力矩共同作用下的扭振系统进行研究,发现谐波激励与主传动系统扭振强弱变化的相关性。文献[11-13]基于轴向运动梁理论,研究了带钢横纵向振动与轧机主传动系统扭振的耦合振动,以及机电耦合因素影响的轧机主传动扭振系统的机理分析。

某厂厚板轧机的主传动系统自投产以来多次发生重大事故,最严重时万向节连接部件断裂。通过现场和理论分析,轧机主传动系统扭振问题是造成事故的重要原因之一。因此,开展轧机主传动扭振系统的机理动力学分析,并对断裂结构进行失效研究尤为重要。

1 轧机主传动系统建模及模态分析

1.1 几何模型的建立

本研究基于某厂厚板轧机CAD图纸建立轧机主传动系统三维几何模型。由于该轧机轧制力矩较大,其上下主传动系统采用双电机分别驱动,并利用平衡架加以支撑,以保证上下主传动系统工作过程足够平稳,且该轧机上下主传动系统结构对称分布。因此,研究动力学特性时,可仅取单个主传动系统进行建模分析。由于有限元分析软件建立几何模型具有局限性,本研究采用Solidworks软件建立模型。该主传动系统具体由电机、安全联轴器、电机侧万向节、轧机侧万向节、扁头、扁头套及轧辊等零部件构成,如图1所示。



图1 轧机主传动系统几何模型

Fig. 1 Geometric model of main drive system of rolling mill

1.2 模态分析

将图1轧机主传动系统几何模型导入ANSYS有限元软件,对其进行模态分析,求解轧机主传动系统扭振固有频率及固有振型。针对轧机主传动系统连接构件异常破坏问题,几何建模时关键零部件尽量还原结构,特别是万向节、花键及联轴器等。

轧机主传动系统是通过旋转传递运动和力矩的重要装置,在实际生产中,低阶扭转模态对主传动系统影响较大,因此,仅提取前4阶扭振固有频率进行分析。前4阶扭振固有频率f分别为f_1 =17.96 Hz,f_2 =50.52 Hz,f_3 =74.37 Hz和f_4 =99.60 Hz。

从固有频率的分布规律可以看出,主传动系统扭振的第1阶固有频率为17.96 Hz,在10 Hz ~ 20 Hz之间;且f_2/f_1 =2.81,比值大于2,其余更高阶固有频率与前一阶固有频率比值均大于1.3,满足John Wright提出的主传动系统固有频率判断是否合适的设计准则。

为了进一步分析且更加直观地观察振型变化,分别取第1阶、第2阶、第3阶及第4阶固有频率对应扭转模态振型,如图2 ~ 图5所示。

图2为主传动系统的第1阶扭转模态振型。可以看出,近轧辊端零部件结构振型变化较明显,其中轧辊侧十字万向节、扁头、扁头套、以及轧辊等位置均发生不同程度变形,特别是轧辊处变形程度最大。因此,若输入激振频率与第1阶固有频率相近,轧辊

处可能发生极大的破坏力，并且轧辊与工件直接接触，将严重影响加工生产。

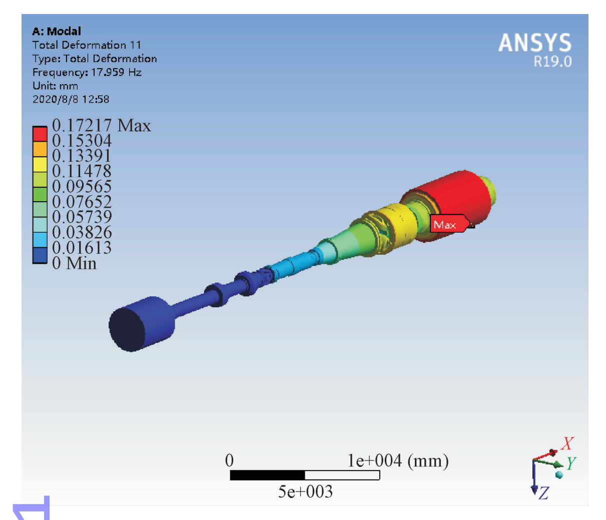


图 2 主传动系统扭振的第 1 阶振型

Fig. 2 The first-order torsional vibration mode of main drive system

图 3 为主传动系统的第 2 阶扭转模态振型。可以看出，在第 2 阶扭转模态振型下主传动系统中的电机侧法兰盘、安全联轴器以及电机侧万向节等位置均发生不同程度变形，越靠近联轴器部位变形程度越大，其中最大变形发生在联轴器处。因此，若输入激振频率与第 2 阶固有频率相近，联轴器及其连接轴段均可能发生较大破坏，带来极大的生产安全隐患。

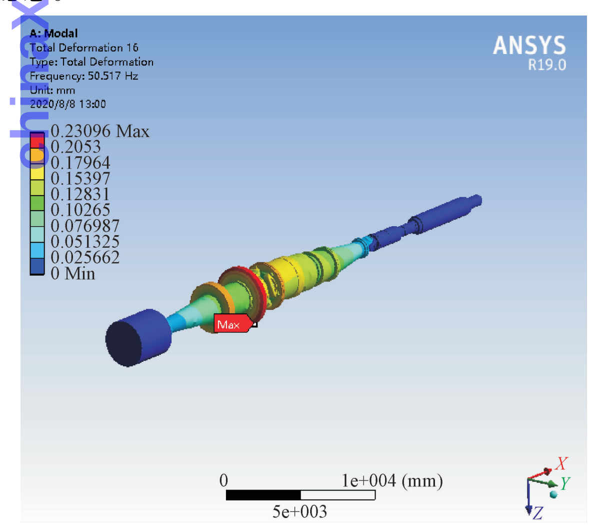


图 3 主传动系统扭振的第 2 阶振型

Fig. 3 The second-order torsional vibration mode of main drive system

图 4 为主传动系统的第 3 阶扭转模态振型。可以看出，在第 3 阶扭转模态振型下主传动系统中的内外花键、支撑轴承节及法兰盘等位置均发生不同程度变形，其中花键与法兰盘处结构变形最大。因此，若输入激振频率与第 3 阶固有频率相近，此处结构可能引发极大破坏，然而此处存在支撑传动系统的平衡架，且花键窜辊作用也可降低刚度，进而改善固有振型变化。

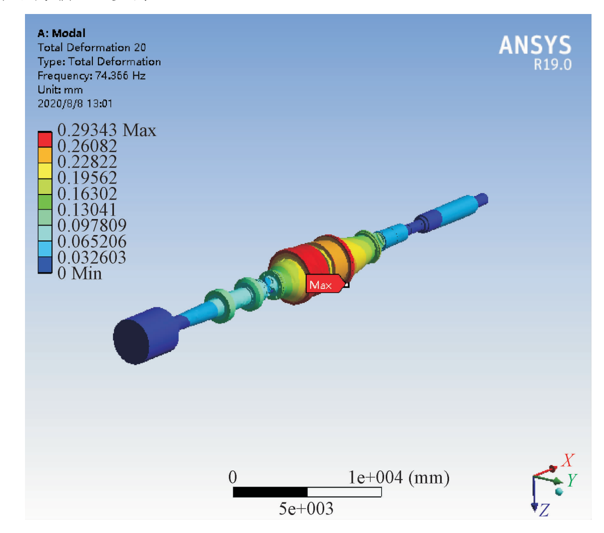


图 4 主传动系统扭振的第 3 阶振型

Fig. 4 The third-order torsional vibration mode of main drive system

图 5 为主传动系统的第 4 阶扭转模态振型。可以看出，在 4 阶扭转模态振型下主传动系统中的轧辊侧传动轴、轧辊侧十字万向节及扁头套等位置均发生不同程度变形，越靠近万向节处轧辊轴段的变形量越大，其中轧辊侧万向节处结构变形最大。因此，若输入激振频率与第 4 阶固有频率相近，轧辊侧万向节处结构可能发生瞬间极大破坏。

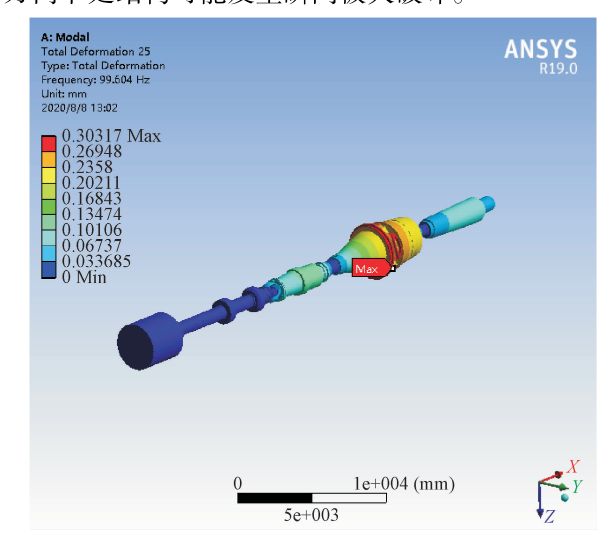


图 5 主传动系统扭振的第 4 阶振型

Fig. 5 The fourth-order torsional vibration mode of main drive system

基于上述分析，在实际生产过程中应当特别注

意振型发生最大变形轴段，以防突发工况引起的变激振频率引发共振现象，从而造成关键零部件的瞬间破坏，导致生产事故发生。

2　轧机主传动扭振系统谐响应分析

由于电机拖动特性，在扭振动力学分析时，将电机采用 Displacement 进行约束，对轧辊施加 4 MN·m 的扭矩。采用 Full 完全法，设定分析的频率范围为 0 ~ 125 Hz，模态阻尼系数比为 0.02；然后，根据模态分析，确定各阶固有频率下最易受损零件的位置，在谐波激励作用下取节点进行频域响应分析。

图 6 为主传动系统中轧辊、联轴器、花键以及万向节处频域响应特性曲线。可以看出，频率大约在 18 Hz、51 Hz、63 Hz、74 Hz 和 100 Hz 时，各节点位移幅值明显增大，除 63 Hz 为弯曲振动固有模态相近频率，其余均为扭振模态相近频率。其中频率在 18 Hz左右时，尖峰幅值异常明显，特别在轧辊处变化最突出，而此时与第 1 阶固有频率几乎重合。可见，此处谐波激励引发扭振系统共振反应剧烈，直接导致零部件瞬间断裂。

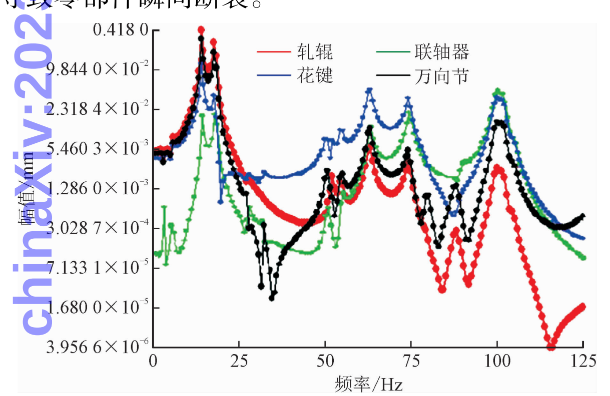


图 6　主传动系统各部件节点频域响应曲线

Fig. 6　The frequency response curves of nodes on main drive system

由图 6 可以看出：轧辊处频域响应曲线最大幅值与最小幅值跨度特别明显，尖峰幅值时极易产生破坏。联轴器与花键处频域响应曲线不仅在第 1 阶固有频率频段位移幅值增大趋势异常明显，其余频段也出现了较大位移峰值，与模态分析结果一致。然而，相对其他位置频域响应曲线，位移尖峰幅值数量级较小，因此若结构设计时强度较高，即使发生共振，该零件连接位置破坏程度也不会太强。轧辊侧万向节处频域响应曲线与轧辊处节点频率与位移关系曲线变化趋势相似；当共振频率发生时，能量聚集，位移幅值变化波动异常明显，特别是低频段幅值波动变化较大。结合现场分析，在厚板轧机中轧制载荷较大，轧辊辊身直径较小，导致万向节尺寸偏小，叉头强度相对偏低；因此在共振频率附近，万向节组极易损坏。

3　关键零部件的破坏分析

万向节组是轧机主传动系统中连接结构和传递扭矩及运动的重要部件，主要由叉头和十字轴组成，其具体结构如图 7 所示。检修时，发现轧机主传动系统中万向节组破坏严重，十字轴和轴承连接边缘出现磨损，但未发生断裂破坏。这可能与十字轴材料和加工工艺有关，但叉头部分破坏严重，断裂裂纹出现。因此，对万向节叉头结构变形、受力及其安全系数重新计算和分析尤为重要。

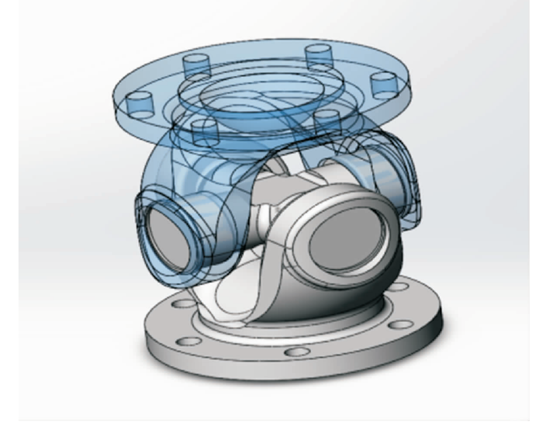


图 7　万向节组三维结构

Fig. 7　Three-dimensional structure of universal joint group

针对万向节叉头异常破坏问题和上述理论研究，对万向节叉头部分进行数值计算，以分析扭振系统中整个万向节组件的变形与受力情况，并找出应力较大区域及破坏原因。由于万向节组结构对称，即两个叉头的受力状态相同，因此仅取一个叉头和十字轴进行分析。利用 ANSYS 软件的前处理模块进行单元划分，选择用于金属材料分析的三维四面体等参元的 SOLID186，并将叉头底面和十字轴铅垂轴固定。在十字轴的一轴两轴径部施加反向载荷，以模拟轧制扭矩。另一轴轴径与叉头孔内表面设置接触对，模拟轴和轴孔间实际接触状态，进而得出精细的数值计算分析结果。

图 8 为万向节组变形云图。从图 8 中可以看出，万向节组受扭矩后不仅发生扭转变形，而且出现弯曲变形，综合弹性变形导致的最大变形处发生在

叉头的轴孔上端位置。

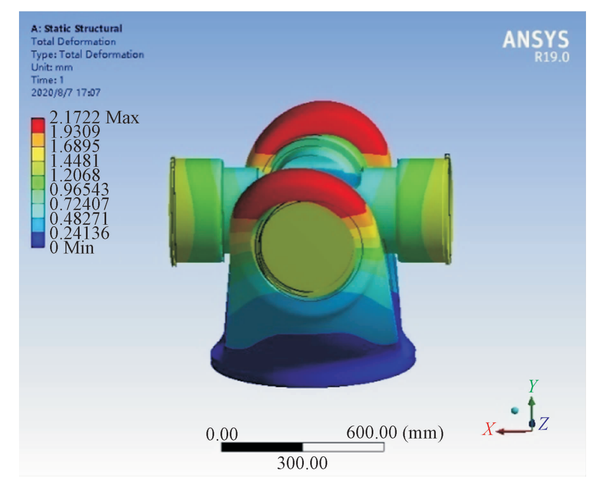


图 8　万向节组变形云图

Fig. 8　The deformation contour of universal joint group

图 9 为万向节叉头等效应力云图。可以看出，万向节叉头最大应力达到 295.5 MPa，最大应力点大约在轴孔右上 45°角位置，在十字轴轴径和叉头孔内表面接触处，与实际断裂破坏位置相符。根据厂方提供的资料可知，屈服强度 σ_s 为 550 MPa，许用应力 $[\sigma]$ 为 306 MPa，而等效应力云图中最大应力并未超过许用极限值，说明在额定扭矩下满足强度要求。但实际工作中却出现破坏现象，分析可能与疲劳损伤有关。

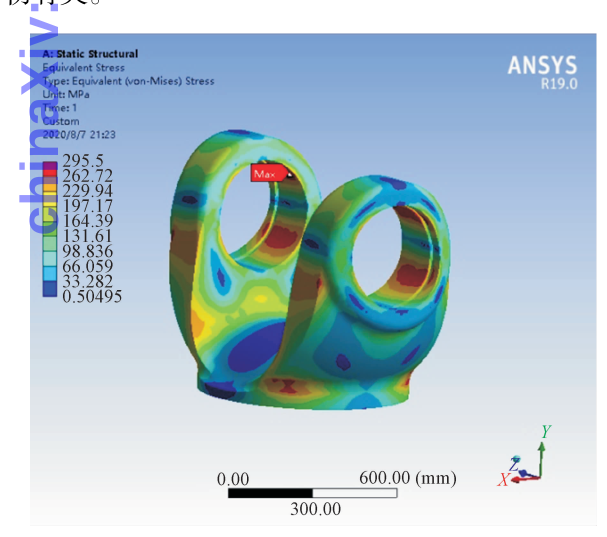


图 9　叉头等效应力云图

Fig. 9　The equivalent stress contour of fork head

图 10 为万向节叉头疲劳安全系数云图。可以看出，按照测试给定数据进行计算分析，叉头最小疲劳安全系数为 0.076，远低于轧机设计时建议安全系数。因此可以预测，若轧机设计使用寿命为 10 年，那么在该应力水平下安全工作时间最多半年。

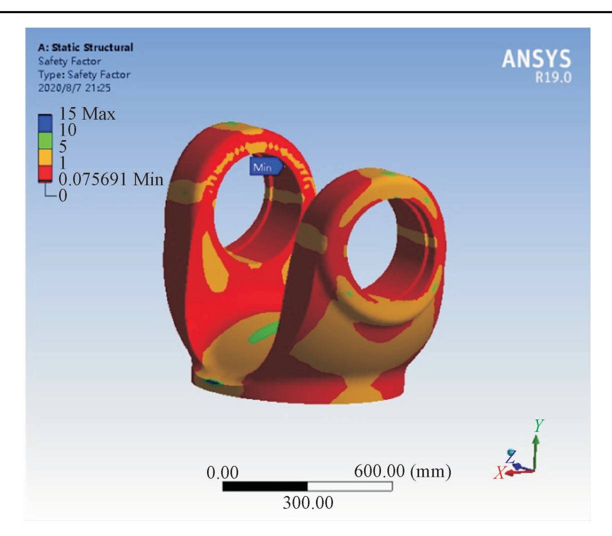


图 10　叉头疲劳安全系数云图

Fig. 10　The fatigue safety factor contour of fork head

综上可以直观看出万向节的最大变形发生在叉头轴孔处，与实际工况相符，且最大应力小于许用值，但疲劳安全系数较低；故应对叉头结构所用材料进行强化处理，以降低生产事故发生的隐患。

4　结　论

本研究基于 ANSYS 软件模态分析方法，对轧机主传动扭振系统进行固有属性分析，利用谐响应分析，得出轧辊、联轴器、花键以及万向节处节点位置的频域响应变化规律曲线，并对关键零部件——万向节叉头的结构变形、受力以及安全系数进行重新计算，以分析其结构失效原因，主要研究结论如下。

1）通过轧机主传动扭振系统模态分析得到扭振系统的固有频率和固有振型。结果表明，轧机主传动系统第 1 阶固有频率为 17.96 Hz，在 10 Hz～20 Hz 之间，第 2 阶与第 1 阶固有频率比值大于 2；其余更高阶固有频率与前一阶固有频率比值均大于 1.3，扭振系统固有频率和固有振型分布合理，均符合最佳动力设计准则。在模态分析中，分别得出轧辊、联轴器、花键以及万向节在不同阶振型中变形最大。

2）利用谐响应分析法，分析关键零部件在谐波激励作用下的稳态振动。得出模态分析时变形最大位置关键零部件的频域响应变化规律曲线，频率大约在 18 Hz、51 Hz、63 Hz、74 Hz 和 100 Hz 时，各节点位移幅值明显增大；除 63 Hz 为弯曲振动固有模态相近频率，其余均为扭振模态相近频率，结果与模态分析相符。

3）针对轧机主传动系统中万向节叉头破坏问

题,分析其结构失效原因。根据数值计算结果,得出万向节组受扭矩载荷下,叉头产生扭转与弯曲综合弹性变形,其最大应力为 295.5 MPa,位于大约轴孔右上 45°角位置,十字轴轴径和叉头孔内表面接触处,与实际断裂破坏位置相符。然而,叉头最大应力并未超过许用应力值,再计算叉头最小疲劳安全系数仅为 0.076,远低于轧机设计时建议安全系数,可以得出破坏原因属于疲劳损伤。因此,需对万向节叉头所用材料进行特殊强化处理,进而降低事故发生隐患。

参考文献

[1] FAN X B,ZANG Y,WANG F,et al. Hot strip mill nonlinear torsional vibration with multi-stand coupling[J]. Journal of vibroengineering,2015,17(4):1623-1633.

[2] 高崇一,杜国君,张忠健. 考虑多间隙影响的轧机主传动系统扭振分析[J]. 机械工程学报,2014,50(3):130-136. (GAO Chongyi,DU Guojun,ZHANG Zhongjian. Torsional vibration analysis of the main drive system of a rolling mill with impact of multi-clearance[J]. Journal of mechanical engineering,2014,50(3):130-136(in Chinese)).

[3] 高崇一,杜国君,李建雄,等. 考虑带钢的轧机主传动系统扭振数值研究[J]. 燕山大学学报,2016,40(1):58-65. (GAO Chongyi,DU Guojun,LI Jianxiong,et al. Numerical analysis on torsional vibration of main driving system of rolling mill with strip steel[J]. Journal of Yanshan University,2016,40(1):58-65(in Chinese)).

[4] 邹家祥. 轧钢机械[M]. 北京:冶金工业出版社,2000.

[5] SHI P M,LI J Z,JIANG J S,et al. Nonlinear dynamics of torsional vibration for rolling mill's main drive system under parametric excitation[J]. Journal of iron and steel research,international,2013,20(1):7-12.

[6] AMER Y A,EL-SAYED A T,EL-BAHRAWY F T. Torsional vibration reduction for rolling mill's main drive system via negative velocity feedback under parametric excitation[J]. Journal of mechanical science and technology,2015,29(4):1581-1589.

[7] 郭志强,常明瑞,任学平,等. 不同间隙的轧机主传动系统的动态特性研究[J]. 机械强度,2019,41(6):1504-1508. (GUO Zhiqiang,CHANG Mingrui,REN Xueping,et al. Study on the dynamic characteristics of the main drive system of rolling mill[J]. Journal of mechanical strength,2019,41(6):1504-1508(in Chinese)).

[8] 张义方,闫晓强,凌启辉. 电流谐波与轧制力谐波协同诱发主传动多态耦合振动研究[J]. 振动与冲击,2014,33(21):8-12. (ZHANG Yifang,YAN Xiaoqiang,LING Qihui. Polymorphic coupling vibration of a mill main drive system induced by synergy effect of motor current harmonics and rolling force ones[J]. Journal of vibration and shock,2014,33(21):8-12(in Chinese)).

[9] 吴继民,张义方,朱小龙,等. 轧机主传动系统在双源扰动作用下的动力学特性研究[J]. 振动工程学报,2019,32(4):581-589. (WU Jimin,ZHANG Yifang,ZHU Xiaolong,et al. Research on dynamic characteristics of main drive system in rolling mill under double source disturbance[J]. Journal of vibration engineering,2019,32(4):581-589(in Chinese)).

[10] 张义方,闫晓强,凌启辉. 负载谐波诱发轧机主传动机电耦合扭振仿真研究[J]. 工程力学,2015,32(1):213-217. (ZHANG Yifang,YAN Xiaoqiang,LING Qihui. Simulation research of electromechanical coupling torsional vibration for mill main drive system induced by load harmonics[J]. Engineering mechanics,2015,32(1):213-217(in Chinese)).

[11] DU G J,GAO C Y,LI R,et al. An analysis on strip vibration coupled with torsional vibration of main drive system of rolling mill[J]. Journal of vibroengineering,2017,19(8):5679-5690.

[12] 冯岩,杜国君,赵卫东. 构造上正交各向异性凹凸板等效刚度的研究[J]. 应用力学学报,2018,35(4):900-905. (FENG Yan,DU Guojun,ZHAO Weidong. Equivalent stiffness research of the construction orthogonal anisotropy truss core panel[J]. Chinese journal of applied mechanics,2018,35(4):900-905(in Chinese)).

[13] 高崇一,魏云平,秦红星,等. 轧机主传动机电耦合扭振系统机理分析及影响因素研究[J]. 机械强度,2020,42(4):966-970. (GAO Chongyi,WEI Yunping,QIN Hongxing,et al. Research on mechanism and influebtial factors of torsional vibration of main drive electromechanical coupled system of rolling mill[J]. Journal of mechanical strength,2020,42(4):966-970(in Chinese)).

(编辑　黄崇亚)